

LINE PRESSURE CONTROL DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

Patent Number: JP4236852
Publication date: 1992-08-25
Inventor(s): SEKIGUCHI HIDEKI
Applicant(s): JAPAN ELECTRON CONTROL SYST CO LTD
Requested Patent: JP4236852
Application Number: JP19910001656 19910110
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H61/00; F16H59/14
EC Classification:
Equivalents:

Abstract

PURPOSE: To perform accurate estimation of engine output torque throughout the whole running region of an engine.

CONSTITUTION: A pressure P in a combustion chamber and an internal volume V of the combustion chamber are determined at each given crank angle to provide a P - V diagram. By integrating the P and V , an effective work amount W per one cycle of an engine is calculated. Based on the calculating effective work amount, engine torque T_{eng} per one cycle of an engine is estimated. Transmission torque T of each shift element operated in a transmission at a current time is computed, and a line pressure PL responding to the transmission torque T is set. Since accurate estimation of engine output torque can be effected, this constitution performs high-precise setting of a line pressure and reduces the occurrence of a shift shock and decreases a combustion rate.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-236852

(43) 公開日 平成4年(1992)8月25日

(51) Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 1 6 H 61/00		8207-3 J		
59/14		8207-3 J		
// F 1 6 H 59:26		8207-3 J		
59:36		8207-3 J		
59:74		8207-3 J		

審査請求 未請求 請求項の数1(全 5 頁)

(21) 出願番号 特願平3-1656

(22) 出願日 平成3年(1991)1月10日

(71) 出願人 000232368

日本電子機器株式会社

群馬県伊勢崎市粕川町1671番地1

(72) 発明者 関口 秀樹

群馬県伊勢崎市粕川町1671番地1 日本電子機器株式会社内

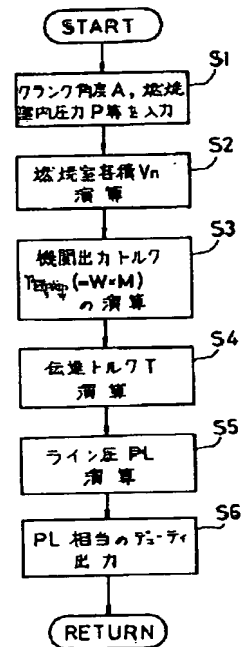
(74) 代理人 弁理士 笹島 富二雄

(54) 【発明の名称】 自動変速機のライン圧制御装置

(57) 【要約】

【目的】 機関出力トルクを機関の全運転領域で正確に推定できるようにする。

【構成】 所定クランク角度毎に燃焼室内圧力Pと燃焼室内容積Vを求めてP-V線図を得、これを積分して機関1サイクル当たりの有効仕事量Wを算出し、これに基づいて機関1サイクル当たりの機関出力トルク T_e を推定する。そして、その時の変速機内の動作する各変速要素における伝達トルクTを演算し、この伝達トルクTに応じたライン圧PLを設定する。これにより、機関出力トルクの推定が正確にできるので、ライン圧設定が精度良くでき、変速ショック低減及び燃費率低減を図れる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】各変速要素を制御する油圧回路に供給されるライン圧を機関出力トルクに基づいて設定するライン圧設定手段と、設定されたライン圧に対応する出力信号を発生してライン圧アクチュエータを駆動し前記油圧回路に供給されるライン圧を制御するライン圧制御手段とを備えた自動変速機のライン圧制御装置において、クランク角度を検出するクランク角度検出手段と、機関燃焼室内の圧力を検出する燃焼室内圧力検出手段と、燃焼室容積を検出する燃焼室容積検出手段と、これら各検出手段からの信号に基づいて機関1サイクル毎の有効仕事量を演算する有効仕事量演算手段と、演算された有効仕事量から前記機関出力トルクを推定するトルク推定手段とを備えて構成したことを特徴とする自動変速機のライン圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、自動車用の自動変速機（オートマチックトランスミッション）のライン圧を制御するライン圧制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】自動車用自動変速機では、オイルポンプの吐出圧を調圧してライン圧を得、これを油圧回路に供給して、トルクコンバータの作動油圧、歯車式変速機中の各種変速要素の作動油圧としているが、このライン圧は、機関出力トルクに応じた適正油圧に制御している。

【0003】即ち、自動変速機においてトルクコンバータ、各種変速要素の作動油圧の源となるライン圧は、機関出力トルクに応じて適正油圧に調整する必要があるが、変速中に適正油圧より高い場合は、トルクの伝達効率が高くなり、変速ショックが発生する。また、非変速中に適正油圧より高い場合は、オイルポンプの負荷が大きくなり燃費が悪化する。一方、変速中に適正油圧より低い場合は、トルクの伝達効率が低いため、クラッチのスリップ時間が長く変速の間延び感を生じる。また、非変速中に適正油圧より低い場合は、トルクの伝達効率が低いためクラッチにスリップが発生し、このスリップによる発熱のためクラッチの耐久性やオイルの耐久性が悪化する。

【0004】そこで、従来は、エアフローメータからの信号に基づいて検出される吸入空気流量 Q と、クランク角センサからの信号に基づいて算出される機関回転速度 N とから、1回転当たりの吸入空気量に対応するものとして、トルク $TQ = K \cdot Q / N$ （ K は定数）を算出し、これに対応して予め最適なライン圧を定めたマップを参照して、ライン圧を設定し、これに基づいてライン圧アクチュエータを駆動してライン圧を制御していた（特開昭62-9054号公報等参照）。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来装

置のように、吸入空気量 Q と機関回転速度 N とから機関出力トルクを推定するものでは、図6に示したように、基本噴射パルス T_p （トルク推定値に相当する）を一定とした場合の実測値は高回転域で大きく低下しており、推定値と実測値との誤差が高回転域で大きいという問題があった。

【0006】本発明は上記の事情に鑑みなされたもので、機関の全運転領域で機関出力トルクを正確に演算でき、機関出力トルクに応じた正確なライン圧の設定ができる自動変速機のライン圧制御装置を提供することを目的とする。

【0007】

【課題を解決するための手段】このため本発明は、図1に示すように、各変速要素を制御する油圧回路に供給されるライン圧を機関出力トルクに基づいて設定するライン圧設定手段と、設定されたライン圧に対応する出力信号を発生してライン圧アクチュエータを駆動し前記油圧回路に供給されるライン圧を制御するライン圧制御手段とを備えた自動変速機のライン圧制御装置において、クランク角度を検出するクランク角度検出手段と、機関燃焼室内の圧力を検出する燃焼室内圧力検出手段と、燃焼室容積を検出する燃焼室容積検出手段と、これら各検出手段からの信号に基づいて機関1サイクル毎の有効仕事量を演算する有効仕事量演算手段と、演算された有効仕事量から前記機関出力トルクを推定するトルク推定手段とを備えて構成した。

【0008】

【作用】かかる構成において、有効仕事量演算手段は、クランク角度検出手段、燃焼室内圧力検出手段及び燃焼室容積検出手段からの信号に基づいてあるクランク角度毎に燃焼室の圧力と容積データを収集し、収集したデータを用いて機関の有効仕事量を演算する。この演算を機関の1サイクル毎に実行する。トルク推定手段は、演算された有効仕事量から機関出力トルクを推定する。このようにして推定された機関出力トルクを用いてライン圧設定手段がライン圧を設定し、ライン圧制御手段は、油圧回路に供給されるライン圧が設定されたライン圧となるようライン圧アクチュエータを駆動してライン圧を制御する。

【0009】このように、燃焼室で実際に発生したエネルギーから機関出力トルクを推定することにより、機関出力トルクの推定が正確となりライン圧制御を高精度にできるようになる。

【0010】

【実施例】以下、本発明の一実施例を図面に基づいて説明する。本実施例の構成を示す図2において、機関1の出力側に自動変速機2が設けられている。自動変速機2は、機関1の出力側に介在するトルクコンバータ3と、このトルクコンバータ3を介して連結された歯車式変速機4と、この歯車式変速機4中の各種変速要素の結合・

3

解放操作を行う油圧アクチュエータ5とを備える。油圧アクチュエータ5に対する作動油圧は各種の電磁バルブを介してON・OFF制御されるが、ここでは自動変速のためのシフト用電磁バルブ6A、6Bのみを示してある。

【0011】ここで、トルクコンバータ3及び油圧アクチュエータ5に対する作動油圧であるライン圧を得るために、歯車式変速機4の入力軸により駆動されるオイルポンプ7が用いられると共に、オリフィス8、電磁バルブ9、プレッシャモデファイヤバルブ10及びプレッシャレギュレータバルブ11が設けられている。電磁バルブ9は、後述の如くデューティ制御され、オリフィス8を介して導かれるオイルポンプ7の吐出圧を基に、パイロット圧を得る。プレッシャモデファイヤバルブ10は、そのパイロット圧を増幅する。プレッシャレギュレータバルブ11はオイルポンプ7からの吐出圧をプレッシャモデファイヤバルブ10からのパイロット圧に比例したライン圧に調圧して、トルクコンバータ3及び油圧アクチュエータ5等の油圧回路へ送る。

【0012】コントロールユニット12には、各種のセンサからの信号が入力されている。前記各種のセンサとしては、機関1の吸気系のスロットル弁13の開度TVOを検出するポテンショメータ式のスロットルセンサ14が設けられている。また、機関1のクランク軸又はこれに同期して回転する軸にクランク角度検出手段としてのクランク角センサ15が設けられている。このクランク角センサ15からの信号は例えば基準クランク角毎のパルス信号で、その周期より機関回転速度Nが算出される。

【0013】また、自動変速機2の出力軸より回転信号を得て車速VSPを検出する車速センサ16が設けられている。また、機関1には、その気筒の燃焼室内の圧力を検出する燃焼室内圧力検出手段としての筒内センサ17が装着されている。コントロールユニット12は、マイクロコンピュータを内蔵し、主に変速制御とライン圧制御とを行う。

【0014】変速制御は、セレクトレバーの操作位置に適合して行い、特にセレクトレバーがDレンジの状態では、スロットル弁開度TVOと車速VSPとに従って1速～4速等の変速位置を自動設定し、シフト用電磁弁6A、6BのON・OFFの組合せを制御して、油圧アクチュエータ5を介して歯車式変速機4をその変速位置に制御する。

【0015】ライン圧制御は、図3に示すライン圧制御ルーチンに従って、ライン圧アクチュエータとしての電磁バルブ9をデューティ制御して行う。ここで、デューティ（開弁時間割合）を増大させることにより、ライン圧を増大させることができる。次に図3のライン圧制御ルーチンについて説明する。尚、本実施例において、燃焼室容積検出手段、有効仕事量演算手段、トルク推定手段、ライン圧設定手段及びライン圧制御手段としての機

4

能は、図3のフローチャートに示すようにソフトウェア的に備えられている。

【0016】まず、ステップ1（図中ではS1と記し、以下同様とする）では、クランク角センサ15からのクランク角度A信号や筒内センサ17からの燃焼室内圧力P信号等の各種センサからの信号を入力する。ステップ2では、クランク角1°毎の燃焼室内容積V（ $n=0\sim720$ ）を、クランクアームやコンロッドの長さ等の機関構造及びクランク角度A信号に基づいて算出する。

【0017】ステップ3では、ステップ2で算出された燃焼室内容積Vからクランク角1°毎の容積変化 ΔV を算出し、この ΔV とクランク角1°毎に検出された燃焼室内圧力Pとから、図4に示すP-V線図において斜線で示す正の仕事量を示す面積Xと負の仕事量を示す面積Yとを演算し、その差から機関の1サイクル当たりの1気筒分の有効仕事量W（ $=X-Y$ ）を演算する。そして、この有効仕事量Wに気筒数Mを乗算したものを機関1の1サイクル当たりの機関出力トルク相当値として推定し、機関出力トルク T_s （ $=W \times M$ ）を求め

【0018】ステップ4では、変速種類に応じて締結される歯車式変速機4内の各種変速要素（各クラッチ、ブレーキ）における伝達トルクTを算出する。例えば、図5に示す歯車式変速機においては、フロントブラネタリギヤ21のギヤ比を α_1 、リヤブラネタリギヤ22のギヤ比を α_2 とした場合について各変速種類について変速要素における伝達トルクTと入力トルクT（機関出力トルク T_s に相当する）との関係を示すと、例えば以下のようになっている。

【0019】フォワードクラッチ23が締結し、フォワードワンウェイクラッチ24及びローワンウェイクラッチ25が作用するD1速では、フォワードクラッチ23での伝達トルクTと入力トルクTとの関係は、 $T = (1/\alpha_2) \cdot T_s$ である。フォワードクラッチ23が締結しサーボバンドブレーキ26とフォワードワンウェイクラッチ24が作用するD2速では、サーボバンドブレーキ26での反力トルク T_{sb} 及びフォワードクラッチ23での伝達トルクTと入力トルクTとの関係は、 $T_{sb} = [\alpha_1/\alpha_2(1 + \alpha_1)] \cdot T$ であり、 $T = (1/\alpha_2) \cdot T_s$ である。

【0020】ハイクラッチ27及びフォワードクラッチ23が締結しフォワードワンウェイクラッチ24が作用するD3速では、ハイクラッチ27及びフォワードクラッチ23で伝達するトルクTは等しく、 $T = \{1/(1 + \alpha_2)\} \cdot T_s$ である。ハイクラッチ27が締結しサーボバンドブレーキ26が作用するD4速では、ハイクラッチ27での伝達トルクTはリヤブラネタリキャリアの分担トルクが0なので、 $T = T_s$ であり、サーボバンドブレーキ26での反力トルク T_{sb} と入力トルクTとの関係は、 $T_{sb} = [\alpha_1/(1 + \alpha_1)] \cdot T$ である。

5

【0021】リバースクラッチ28が締結しロー&リバースブレーキ29が作用するR（リバース）レンジでは、リバースクラッチ28で伝達するトルクTはリヤブナタリキャリアの分担トルクが0なので、 $T=T$ であり、ロー&リバースブレーキ29で伝達するトルクTは、 $T=-[(1+\alpha_1)/\alpha_1] \cdot T$ である。尚、図中、30はオーバーランクラッチである。

【0022】従って、上記のような関係からその時の伝達トルクTを演算する。ステップ5では、ステップ4で演算された伝達トルクTに応じてその時の変速操作に関連する各系統のライン圧PLを演算する。例えば、クラッチの場合等では、次式のようにしてライン圧PLが演算される。

$$PL = T / (\mu \cdot a \cdot n \cdot r)$$

ここで、 μ は摩擦係数、 a はクラッチ1枚当たりの面積、 n はクラッチ枚数、 r はクラッチ板半径、 T はクラッチ伝達トルクである。

【0023】ステップ6では、演算されたライン圧PLに相当するデューティを出力して、電磁バルブ9を駆動することにより、最適なライン圧を得る。このように、P-V線図を用いて機関の1サイクル当たりの有効仕事を算出し、これを機関出力トルク相当と見なしてライン圧を制御するので、機関の全領域で正確に機関出力トルクを推定することができ、ライン圧を精度良く制御でき変速ショックや燃費率の低減等を図ることができる。

【0024】

6

【発明の効果】以上説明したように本発明によれば、燃焼室内圧力と燃焼室内容積とから得られるP-V線図を用いて有効仕事を算出して機関出力トルクを推定するようにしたので、機関の全運転領域で略正確な機関出力トルクを推定することができる。従って、機関出力トルクに見合ったライン圧を設定することができるので、変速ショックを低減できると共に、非変速時のオイルポンプロスが低減でき、その結果燃費率が向上する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の構成を説明するブロック図

【図2】本発明の一実施例の全体システム構成図

【図3】同上実施例のライン圧制御ルーチンを示すフローチャート

【図4】機関のP-V線図

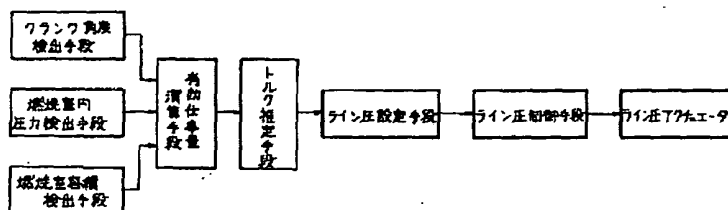
【図5】同上実施例の歯車式変速機の構造を示す図

【図6】従来装置の問題点を説明する図

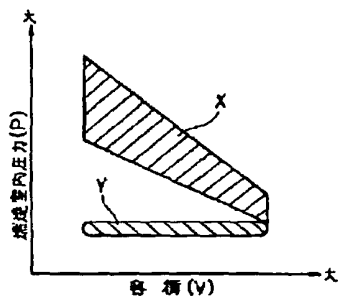
【符号の説明】

- 1 機関
- 2 自動変速機
- 3 トルクコンバータ
- 4 歯車式変速機
- 9 電磁バルブ
- 12 コントロールユニット
- 15 クランク角センサ
- 17 筒内センサ

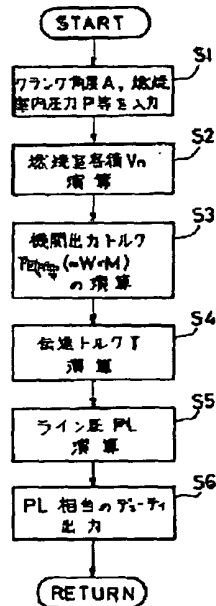
【図1】



【図4】



【図3】



[illegible]

A schematic diagram of a vacuum furnace system. On the left, a vacuum furnace (3) is shown with a bell-shaped interior. It is connected to a complex network of pipes (24) that lead to a series of valves and components. These include a gas supply valve (26), a pressure gauge (27), a gas inlet valve (21), a pressure gauge (22), a gas inlet valve (23), a pressure gauge (30), a gas inlet valve (29), and a pressure gauge (25). The system is designed to maintain a vacuum while allowing for the controlled introduction of a gas atmosphere.

Figure 1 is a line graph showing the relationship between the number of machine cycles N (rpm) on the x-axis and the amount of material removed W (g) on the y-axis. The x-axis ranges from 0 to 6000 rpm, and the y-axis ranges from 0 to 20 g. Three curves are plotted, corresponding to different tool wear times T_p :

- $T_p = 20$ (ms): This curve starts at approximately 16 g, peaks at about 17 g around 1500 rpm, and then decreases to about 12 g at 6000 rpm.
- $T_p = 15$ (ms): This curve starts at approximately 11 g, peaks at about 11.5 g around 2000 rpm, and then decreases to about 7 g at 6000 rpm.
- $T_p = 10$ (ms): This curve starts at approximately 6 g, peaks at about 6.5 g around 1500 rpm, and then decreases to about 2 g at 6000 rpm.

The graph illustrates that the amount of material removed W increases with the number of machine cycles N and then decreases as the tool wear time T_p increases.